



Europäisches
Patentamt

European
Patent Office

Office européen
des brevets



Bescheinigung

Certificate

Attestation

Die angehefteten Unterlagen stimmen mit der ursprünglich eingereichten Fassung der auf dem nächsten Blatt bezeichneten europäischen Patentanmeldung überein.

The attached documents are exact copies of the European patent application described on the following page, as originally filed.

Les documents fixés à cette attestation sont conformes à la version initialement déposée de la demande de brevet européen spécifiée à la page suivante.

Patentanmeldung Nr. Patent application No. Demande de brevet n°

01101782.9

Der Präsident des Europäischen Patentamts;
Im Auftrag

For the President of the European Patent Office

Le Président de l'Office européen des brevets
p.o.

R C van Dijk



C. v.d. Aa-Jansen

DEN HAAG, DEN
THE HAGUE,
LA HAYE, LE
04/12/01



Europäisches
Patentamt

European
Patent Office

Office européen
des brevets

Blatt 2 der Bescheinigung
Sheet 2 of the certificate
Page 2 de l'attestation

Anmeldung Nr.:
Application no.: **01101782.9**
Demande n°:

Anmeldetag:
Date of filing: **26/01/01**
Date de dépôt:

Anmelder:
Applicant(s):
Demandeur(s):
O. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Jörg Oser
8010 Graz
AUSTRIA

Bezeichnung der Erfindung:
Title of the invention:
Titre de l'invention:
Kettentrieb mit einem polygonalen Kettenrad

In Anspruch genommene Priorität(en) / Priority(ies) claimed / Priorité(s) revendiquée(s)

Staat: Tag: Aktenzeichen:
State: Date: File no.
Pays: Date: Numéro de dépôt:

Internationale Patentklassifikation:
International Patent classification:
Classification internationale des brevets:

B66D3/18

Am Anmeldetag benannte Vertragstaaten:
Contracting states designated at date of filing: AT/BE/CH/CY/DE/DK/ES/FI/FR/GB/GR/IE/IT/LI/LU/MC/NL/PT/SE/TR
Etats contractants désignés lors du dépôt:

Bemerkungen:
Remarks:
Remarques:

Ursprünglicher Titel: Siehe Seite 1 der Beschreibung

EPO - Munich

20

26. Jan. 2001

Anmelder:

O. Univers.- Prof. Dipl.-Ing.
Dr. techn. Jörg Oser
Rudolfstraße 35
A-8010 Graz

21.01.20001

OS0120 / Fl.

Kettentreib mit einem Zugmittel aus Stahlgelenkketten oder aus Rundstahlketten für Rädergetriebe mit einem polygonalen Kettenrad

Die Erfindung betrifft einen Kettentreib mit einem Zugmittel aus Stahlgelenkketten oder aus Rundstahlketten für Rädergetriebe mit einem polygonalen Kettenrad und Mitteln, um auf das Kettenrad übertragene Schwankungen der Geschwindigkeit und Beschleunigung zu reduzieren, die aus zumindest einem an die Kettenradachse angeschlossenen Zahnrad-Rädergetriebe bestehen, das durch ein auf der Kettenradachse drehfestes Abtriebszahnrad mit einem unterschiedlich großen Teilkreis gebildet ist.

Kettentreibe werden im allgemeinen in der Fördertechnik und Antriebstechnik sowohl für Hebezeuge als auch für Stetigförderer eingesetzt. Der Ausgleich des Polygoneffektes wurde vielfach mit unterschiedlichen, meist komplizierten Ausgleichsgetrieben versucht. Wegen der aufwändigen Bauweise von Ausgleichsgetrieben zur Minderung des Polygoneffektes sind kaum Anwendungen in der Praxis bekannt.

Der eingangs bezeichnete Kettentreib ist aus der DE 15 31 307 A1 bekannt. Dabei wird ein Stirnrad angetrieben, dessen Teilkreis unterschiedlich groß ist, wobei ein kleinster Radius mit der Mitte jeder Kettenlasche zusammentrifft, während der größte Radius des Teilkreises mit dem Teilkreisdurchmesser des Kettenrades zusammenfällt. In dieser Ausbildung kann allerdings kein optimaler Geschwindigkeitsausgleich und Beschleunigungsausgleich erzielt werden, da z. B. bei dem Ersatzpolygon für

Rundstahlketten zusätzlich eine Radiusverminderung des Wälzkreises am Ort der Zahnmitte des Kettenrades erforderlich ist. Der bekannte Vorschlag berücksichtigt weiters nicht, dass eine Stirnradverzahnung in den Verschneidungspunkten der Wälzkurven wegen der unstetig konkaven Wälzkurvenform mit derzeit bekannten Unrundverzahnungsverfahren technisch kaum und wirtschaftlich nicht herstellbar ist. Außerdem bleibt völlig offen, welche geometrische Form die Wälzkurvenform zwischen den Verschneidungspunkten der Einzelabschnitte erhalten soll.

Die radialen und tangentialen Geschwindigkeitsschwankungen von Kettentreiben sind ein lange bekanntes und vielfach untersuchtes Problem, das als Polygoneffekt bezeichnet wird. Dabei kommt es zu unerwünschten Geschwindigkeits- und Beschleunigungsänderungen in tangentialer und in radialer Richtung der Kette beim Umlauf um das antreibende Kettenrad.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, diese tangentialen Beschleunigungsschwankungen weitestgehend auszugleichen und unerwünschte Schwingungen vom Kettentreib fernzuhalten.

Die gestellte Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass das Abtriebsrad und das Antriebsrad aus übersetzungsmäßig aufeinander abgestimmten Uhrundzahnräder bestehen, wobei das Antriebszahnrad in einer solchen Lagezuordnung zum Abtriebszahnrad steht, dass die jeweils kleinste Winkelgeschwindigkeit mit den Ecken des Kettenrad-Polygons zusammenfällt und die jeweils größere Winkelgeschwindigkeit in der Mitte einer Polygongeraden besteht. Dieser Vorschlag besteht vorteilhafterweise aus einer oder mehreren Getriebestufen eines Rädergetriebes mit variabler Winkelgeschwindigkeit. Dabei sind die Wälzkradradien des oder der verzahnten Räderpaare so gestaltet, dass sie aus stückweise stetigen, verzahnten Ab-

schnitten der Rollkurven von Unrundzahnräder bestehen und eine solche Relativlage zum Kettenrad aufweisen, dass damit die tangentiale Geschwindigkeitsschwankung der Kette weitestgehend vermieden wird. Das oder die Unrundräderpaare bewirken bei konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit eine variable Abtriebswinkelgeschwindigkeit derart, dass mit dem beim Kettenumlauf zu- oder abnehmendem Radialstand der Kette vom Drehpunkt eine gegengleich ab- oder zunehmende Winkelgeschwindigkeit erzeugt wird und damit die Geschwindigkeitsschwankung in Tangentialrichtung erreicht wird. Mit einer oder mehreren Unrundgetriebestufen können allerdings nicht beliebige, sondern nur bestimmte mittlere Übersetzungsverhältnisse realisiert werden können. Ein besonderer Vorteil besteht daher darin, dass die Gestaltung gleichermaßen für Gelenkketten mit gleichen Teilungswinkeln und für Rundstahlketten mit ungleichen Teilungswinkeln für das Ersatzpolygon des Kettenrades eingesetzt werden kann. Bei Rundstahlketten werden kleine Kettenräder mit geringer Zähnezahl meist als Kettenritzel oder Kettennuss bezeichnet. Für die erfundungsmaße Ausbildung ist jedoch die der Zähne des Kettenrades ohne Bedeutung und ob das Kettenrad mit gerader oder ungerader Zähnezahl ausgeführt ist.

Hierbei ist es vorteilhaft, dass für Rundstahlketten der Teilkreisradius des Abtriebzahnrades in der Mitte der kürzeren Ersatzpolygone geraden größer ist als in der Mitte der längeren Ersatzpolygone geraden.

Eine Ausgestaltung ergibt sich dadurch, dass das Zahnrad-Rädergetriebe eine oder mehrere Unrundverzahnungsstufen aufweist, wobei zumindest die letzte Stufe als Unrundverzahnung ausgeführt ist. Über eine oder mehrere solcher Unrundverzahnungsstufen kann das Übersetzungsverhältnis oder andere Parameter beeinflusst werden.

Die Beeinflussung der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen erfolgt nach weiteren Merkmalen dadurch, dass das Abtriebszahnrad für Gelenkketten am Teilkreisumfang eine Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten aufweist, die gleich groß wie die Zähnezahl des Kettenrades ist. Der Vorteil ist eine nahezu gleichmäßige Bewegung der Kette, indem in jeder Winkelstellung die Kettengeschwindigkeit gleich groß ist.

Nach einem anderen Vorschlag ist vorgesehen, dass das Abtriebszahnrad für Rundstahlketten am Teilkreisumfang eine Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten aufweist, die doppelt so groß ist wie die Zähnezahl des Kettenrades. Dadurch tritt der gewünschte Effekt auch für solche Rundstahlketten ein.

Die stetige Rollkurvenbewegung tritt außerdem dadurch ein, dass das Antriebszahnrad ebenfalls mit stetigen Rollkurvenabschnitten am Teilkreisumfang ausgebildet ist.

Nach anderen Merkmalen ist vorgesehen, dass das Antriebszahnrad für Gelenkketten eine beliebige Anzahl stetiger Rollkurvenabschnitte gleich oder größer zwei aufweist. Dadurch kann das Übersetzungsverhältnis entsprechend eingestellt werden.

Die analoge Anwendbarkeit auf eine andere Kettenart ist dadurch gegeben, dass das Antriebszahnrad bei Rundstahlketten eine geradzahlige Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten aufweist.

Diese Weiterbildung gestattet sodann, dass die Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten des Antriebszahnrades auf dessen Teilungswinkel für eine Wahl des Übersetzungsverhältnisses Antriebszahnrad zu Abtriebszahnrad abgestimmt ist.

Nach einer Verbesserung wird vorgeschlagen, dass die geometrische Form der stetigen Rollkurvenabschnitte so ausgeführt ist, dass bei konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit die Abtriebswinkelgeschwindigkeit weitgehend als Produkt der mittleren Übersetzung mit dem Kosinus des Abtriebswinkels erreichbar ist. Dadurch können geeignete Kurvenformen eingesetzt werden.

Eine andere Ausgestaltung sieht vor, dass die stetigen Rollkurvenabschnitte geometrisch derart ausgebildet sind, dass die Übersetzung durch einfache oder zusammengesetzte Polynome, trigonometrische Funktionen, Fourier-Reihen oder periodische oder mathematische Näherungsfunktionen annäherbar ist.

Nach diesbezüglichen Einstellungen der Rollkurven ist es vorteilhaft, dass die mittleren Übersetzungen der Rollbedingung genügen und bei Gelenkketten der Gleichung

(A) $i_m = \phi_1 / \sin \alpha_2$ und bei Rundstahlketten der Gleichung

$$(B) i_m = \frac{\beta_1 + \gamma_1}{\sin \beta_2 + \sin \gamma_2} \text{ genügen.}$$

Eine Verbesserung hinsichtlich der Stoßstellen zwischen einzelnen Rollkurvenabschnitten kann vorteilhafterweise dahingehend erzielt werden, indem die Rollkurvenabschnitte des Abtriebszahnrades in den Verschneidungspunkten konkav, einseitig gekrümmte Übergangsbögen aufweisen, die tangential an den Rollkurvenabschnitten anliegen.

Eine andere Weiterentwicklung hinsichtlich der Übergänge zwischen den Rollkurvenabschnitten besteht darin, dass anstelle der tangentiaLEN Übergangsbögen an die Rollkurven gegenläufig gekrümmte Ausgleichskurven innerhalb von tangentiaLEN Be- rührungs punkten der stetigen Rollkurvenabschnitten liegen.

Dabei ist noch vorgesehen, dass die Ausgleichskurven symmetrisch sind und mathematisch durch zumindest ein Polynom vierter Ordnung oder eine modifizierte trigonometrische Funktion wenigstens von der Form $x \sin x$ sind.

Auf die praktische Herstellung der Verzahnung mit den Rollkurvenabschnitten kann vorteilhafterweise dadurch eingegangen werden, dass die Ausgleichskurven und die Übergangsbögen beim Winkel des Verschneidungspunktes der stetigen Rollkurvenabschnitte einen Krümmungsradius aufweisen, der gleich oder größer dem Radius eines Bearbeitungswerkzeuges ist.

Eine weitere Verbesserung besteht darin, dass das Abtriebszahnrad an den Verschneidungspunkten zumindest zweiteilig ausgeführt ist, dass nach dem Fügen eines Primärteils und eines Sekundärteils konkav spitze Rollkurvenverschneidungen ohne Übergangsbögen oder Ausgleichskurven vorgesehen sind.

Weitere Maßnahmen, um den Übergang zwischen zwei Rollkurvenabschnitten zu gestalten, bestehen darin, dass jeder zweite Rollkurvenabschnitt entfällt und eine Bogenlücke bis zu einem Zentrierradius radial verringert ist.

Dabei ist es noch vorteilhaft, dass die Bogenlücke gleichzeitig als Werkzeugauslauf und als Zentrierung für das jeweilige Komplementärteil nutzbar ist.

Schließlich ist eine Ausgestaltung dahingehend vorgesehen, dass der in Teilbereichen durch Übergangsbögen oder Ausgleichskurven angenommen nicht ausgleichbare Polygoneffekt mit der oder mit nächsthöheren unrundverzahnten Abtriebszahnräder und Antriebszahnräder durch umfangmäßig lagerichtige Zuordnung von übersetzungsmäßig zutreffenden Übergangsbögen zu den zentrisch ausgebildeten Abtriebszahnräder und Antriebszahnräder ausgleichbar ist.

In der Zeichnung sind Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt, die nachfolgend näher erläutert werden.

Es zeigen:

- Fig. 1 einen Querschnitt durch einen Kettentrieb mit Unrundrädergetriebe,
- Fig. 2 als ein erstes Beispiel ein Kettenrad mit Ersatzpolygon und Unrundzahnrad-Paar bei gleichen Teilungswinkeln,
- Fig. 3 als zweites Beispiel ein Kettenrad mit ungleichen Teilungswinkeln,
- Fig. 4 eine Darstellung der Kinematik des Polygoneffektes B-A der Kette um das Kettenrad,
- Fig. 5 in vergrößertem Maßstab die Übergangsbögen und Ausgleichskurven zwischen einer Rollkurvenverschneidung,
- Fig. 6A einen Schnitt durch ein Komplementär-Unrundzahnrad,
- Fig. 6B eine Vorderansicht des Komplementär-Unrundzahnrads,
- Fig. 6C eine Vorderansicht des Primärteils und
- Fig. 6D eine Vorderansicht des Sekundärteils.

Aus Fig. 1 ist ein Zahnrad-Rädergetriebe 2 mit einem unrundverzahnten Abtriebszahnrad 3a auf der Kettenradachse 1 ersichtlich, mit einem Zugmittel aus einer Stahlgelenkkette 7 oder aus einer Rundstahlkette 8, das mittels eines unrundverzahnten Antriebszahnrades 4a angetrieben ist. Letzterem ist eine Getriebestufe aus einem Antriebszahnrad 4 und einem Abtriebszahnrad 3 vorgeschaltet, das durch einen Elektromotor auf der Antriebsseite 5 angetrieben wird. Auf der Abtriebsseite 6 befindet sich auf der Kettenradachse 1 ein Kettenrad 10. Zumaldest die letzte Stufe 12 des Zahnrad-Rädergetriebes 2 besitzt ein polygonales Kettenrad 10 und Mittel, um auf das Kettenrad 10 übertragene Schwankungen der Geschwindigkeit und Beschleunigung zu reduzieren, die aus zumaldest einem an die Kettenradachse 1 angeschlossenen Zahnrad-Rädergetriebe 2 bestehen, das durch ein auf der Kettenrad-

Achse 1 drehfestes unrundverzahntes Abtriebszahnrad 3a mit einem unterschiedlich großen Teilkreis gebildet ist.

Der Polygoneffekt entsteht durch den während der Kettenraddrehung veränderlichen Hebelarm $h(\varphi_2)$. Allgemein wird die horizontale Kettengeschwindigkeit v berechnet mit

$$v = h(\varphi_2) \omega_2 \quad (1)$$

Wählt man als Bewegungsgesetz eine variable Winkelgeschwindigkeit

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_m} \frac{1}{\cos \varphi_2} \quad \text{so ergibt sich mit} \quad (2)$$

$$h(\varphi_2) = r_0 \cos \varphi_2 \quad \text{als Produkt}$$

$$v = r_0 \frac{\omega_1}{i_m} \quad (3)$$

eine vom Drehwinkel φ_2 unabhängige Horizontgeschwindigkeit der Kette.

Durch Integration erhält man aus

$$\omega_1 = i_m \omega_2 \cos \varphi_2$$

die Winkelbeziehung zwischen Antriebsrad und Abtriebsrad

$$\varphi_1 = i_m \sin \varphi_2 \quad (4)$$

Das gewünschte Übertragungsverhalten zwischen φ_1 und φ_2 wird nur durch ein oder mehrere Unrundzahnradpaar(e) 3, 4 bzw. 3a, 4a mit stückweise stetigen Rollkurvenabschnitten 9 so gelöst, dass zwar für die Rollbedingung die Teilbogenlängen 27 und 13 gleich groß sind, die Wälzradien der Verzahnungen $r_1(\varphi_1)$ und $r_2(\varphi_2)$ aber ortsabhängig von φ_1 und φ_2 so gewählt werden, dass sich das Übertragungsverhalten gemäß Gleichung 4 einstellt. Bei konstantem Achsabstand 28 (a) der

Unrundzahnräder 3, 4 bzw. 3a, 4a ist die allgemein gültige Rollkurvenfunktion in Polarkoordinaten gegeben durch

$$r_1(\varphi_1) = \frac{a}{i+1} = \frac{a}{i_m \cos \varphi_2 + 1} = \frac{a}{\sqrt{i_m^2 - \varphi_1^2} + 1} \quad (5) \quad \text{und} \quad r_2(\varphi_2) = \frac{a \cdot i}{i+1} = \frac{a \cdot i_m \cos \varphi_2}{1 + i_m \cos \varphi_2} \quad (6)$$

Mit der dargestellten Lageanordnung des Kettenrades 10 zum Abtriebszahnrad 3 wird die gewünschte Übertragungsfunktion (ϕ) durch das Unrundzahnradpaar 3, 4 gerade so erzwungen, dass die Winkelgeschwindigkeiten ω_2 schwanken zwischen

minimal: $\omega_{2\min} = \frac{\omega_1}{\lim}$ bei $\varphi_2 = 0$ und $h = r_0$

maximal: $\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\ln \cos \varphi_{2\max}}$ bei $-\varphi_{2\max} = \varphi_2 + \varphi_{2\max}$ und $h = r_0 \cos \varphi_{2\max}$

womit die Kettengeschwindigkeit in jeder Stellung φ_2 gleich groß ist.

Unrundzahnräder können heute auch für komplizierte Rollkurvenformen wirtschaftlich hergestellt werden. Darüber hinaus sind sie für den häufigen Fall eines Rundstahlkettenrades 10 mit ungleichen Teilungswinkeln ebenso einfach zu realisieren wie bei gleichen Teilungswinkeln.

Die realisierbaren mittleren Übersetzungen i_m werden berechnet für

gleiche Teilungswinkel

$$i_m = \frac{\phi_1}{\sin \phi_{2 \max}}$$

ungleiche Teilungswinkel

$$i_m = -\frac{\beta_1 + \gamma_1}{\sin \beta_2 + \sin \gamma_2}$$

Die Gleichungen für die Winkelberechnungen sind bei gegebener Zähnezahl θ des Kettenrades

$$2a_2 = 2\pi/c \quad a_2 = \beta_2 + \gamma_2 \quad \text{und} \quad \beta_2 = \arctan \frac{\sin a_2}{\frac{t-d}{t+d} + \cos a_2}$$

Aus Symmetriegründen ist für Rundstahlketten 8 mit ungleichen Teilungen ($t - d$) und ($t + d$) nur eine geradzahlige Anzahl von Bogenabschnitten b am Antriebs-Unrundzahnrad mit typischen Verhältnissen für Rundstahlketten $(t - d) / (t + d) = 0,5$ in folgenden Übersetzungsstufen, z.B. für ein Kettenrad mit 6 Ecken mit $\Phi_{2\max} = 30^\circ$ realisierbar:

Bei $c = 6$ wird $a_2 = 30^\circ$ und $\beta_2 = 20,1^\circ$, $\gamma_2 = 9,9^\circ$ und $\sin \beta_2 + \sin \gamma_2 = 0,515583$.

Bogenzahl des Antriebsrades (13)	Ungleiche Teilungszahl $\beta_1 + \gamma_1$	$i_m = 1,94 (\beta_1 + \gamma_1)$	Gleiche Teilungszahl φ_1	$i_m = 2\varphi_1$
2	π	6,093	π	6,283
3	-	-	$2\pi/3$	4,186
4	$\pi/2$	3,047	$\pi/2$	3,142
5	-	-	$3\pi/5$	2,513
6	$\pi/3$	2,031	$\pi/3$	2,094
7	-	-	$2\pi/7$	1,795
8	$\pi/4$	1,523	$\pi/4$	1,571
10
12	...	1,15	$\pi/6$...	1,047
...

Für die meisten praktischen Fälle werden Übersetzungsverhältnisse zwischen 1,5 und 3 ausreichen, sodass hieraus keine Anwendungsbeschränkung entsteht.

Die Fig. 2 und 3 zeigen, dass das unrundverzahnte Abtriebsrad 3a und das unrundverzahnte Antriebsrad 4a aus übersetzungsmäßig aufeinander abgestimmten Unrundzahnrädern bestehen, wobei das Antriebszahnrad 4a (bzw. 4) in einer solchen Lagezuordnung zum Abtriebszahnrad 3a (bzw. 3) steht, dass die jeweils kleinste Winkelgeschwindigkeit mit den Ecken 29a des Kettenrad-Polygons 29 zusammenfällt und die jeweils größere Winkelgeschwindigkeit in der Mitte einer Polygongeraden 29b besteht. Für Rundstahlketten 8 ist der Teilkreisradius 13a des Abtriebszahnrades 3 in der Mitte der kürzeren Ersatzpolygongeraden 30 größer als in der Mitte der längeren Ersatzpolygongeraden 31. Das Zahnrad-Rädergetriebe 2 kann eine oder mehrere Unrundverzahnungsstufen 11 aufweisen, wobei zumindest die letzte Stufe 12 als Unrundverzahnung 14 ausgebildet sein muss.

Das Abtriebsrad 3 besitzt für eine Gelenkkette 7 am Teilkreisumfang 13 eine Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten 9, die gleich groß wie die Zähnezahl des Kettenrades 10 ist. Weiterhin weist das Abtriebszahnrad 3 für die Rundstahlkette 8 am Teilkreisumfang 13 eine Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten 9 auf, die doppelt so groß ist wie die Zähnezahl 8 des Kettenrades 10. Das Antriebszahnrad 4 ist ebenfalls mit solchen stetigen Rollkurvenabschnitten 9 am Teilkreisumfang 13 versehen. Das Antriebszahnrad 4 besitzt für eine Gelenkkette 7 eine beliebige Anzahl stetiger Rollkurvenabschnitte 9, gleich oder unter zwei. Jede dieser Rollkurven 9a bildet einen Bogen "b". Bei Rundstahlketten 8 weist das Antriebszahnrad 4 eine geradzahlige Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten 9 auf.

Dabei ist die Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten 9 des Antriebszahnrades 4 auf dessen Teilungswinkel 15 für eine Wahl-zum Antriebszahnrad 3 abgestimmt.

Die geometrische Form der stetigen Rollkurvenabschnitte 9 ist so ausgeführt, dass bei konstanter Antriebwinkelgeschwindigkeit ω_1 die Abtriebwinkelgeschwindigkeit

($\omega_2 = \omega_1 / i$) weitgehend als Produkt der mittleren Übersetzung mit dem Kosinus des Abtriebswinkels φ_2 , d.h. $i - i_m \cos \varphi_2$ erzielt werden kann.

Die stetigen Rollkurvenabschnitte 9 sind ferner geometrisch derart ausgebildet, dass die Übersetzung "i" durch einfache oder zusammengesetzte Polynome, trigonometrische Funktionen, Fourier-Reihen oder periodische oder mathematische Näherungsfunktionen erzielt werden kann.

In Fig. 4 sind die kinematischen Verhältnisse am Kettenrad 10 mit den verwendeten Bezeichnungen dargestellt. Daraus ergibt sich die Geschwindigkeit "v₁" und die Geschwindigkeit "v" in horizontaler Richtung. Der Hebelarm "h" ist dabei eine Funktion des Antriebs- oder Drehwinkels φ_2 bei der Abtriebswinkelgeschwindigkeit ω_2 .

Gemäß Fig. 5 zeigen die Rollkurvenabschnitte 9 des Abtriebszahnrades 3 im Verschneidungspunkt 17 konkave, einseitig gekrümmte Übergangsbögen 16, die tangential an den Rollkurvenabschnitten 9 anliegen. Anstelle der tangentialen Übergangsbögen 16 an die Rollkurven 9a können gegenläufig gekrümmte Ausgleichskurven 18 innerhalb von tangentialen Berührungs punkten 19 der stetigen Rollkurvenabschnitte 9 liegen. Die Ausgleichskurven 18 sind symmetrisch und können mathematisch durch zumindest ein Polynom vierter Ordnung oder eine modifizierte trigonometrische Funktion wenigstens von der Form $x \cdot \sin x$ dargestellt werden.

Die Ausgleichskurven 18 und die Übergangsbögen 16 weisen beim Winkel des Verschneidungspunktes 17 der stetigen Rollkurvenabschnitte 9 einen Krümmungsradius auf, der gleich oder größer dem Radius eines Bearbeitungswerkzeugs 20 sein kann.

Gemäß Fig. 6 ist das Abtriebszahnrad 3 an den Verschneidungspunkten 17 zumin-

dest zweiteilig ausgeführt. Ein Primärteil 21 kann mit einem Sekundärteil 22 zusammengefügt werden, so dass konkav spitze Rollkurvenverschneidungen 23 (ohne Übergangsbögen 16 oder Ausgleichskurven 18) entstehen.

In den Fig. 6B - 6D ist gezeigt, dass jeder zweite Rollkurvenabschnitt 9 entfällt und eine Bogenlücke 24 bis zu einem Zentrierradius 25 radial verringert ist. Die Bogenlücke 24 kann gleichzeitig als Werkzeugauslauf und als Zentrierung für das jeweilige Komplementärteil genutzt werden.

Für den praktischen Fall, dass der in Teilbereichen durch die Übergangsbögen 16 oder die Ausgleichskurven 18 vorhandene Polygoneffekt nicht ganz ausgeglichen werden kann, besteht die Möglichkeit, mit der oder mit nächsthöheren unrundverzahnten Abtriebszahnradem 3a und Antriebszahnradern 4a einen Abgleich durch eine umfangsmäßig lagerichtigen Zuordnung von übersetzungsmäßig zutreffenden Übergangsbögen 16 zu den zentrisch ausgebildeten Abtriebszahnradern 3a und Antriebszahnradern 4a vorzunehmen.

Weitere Einzelheiten ergeben sich aus der Bezugszeichenliste in Verbindung mit der Zeichnung.

EPO - Munich
20
26. Jan. 2001

Bezugszeichenliste

21.01.2001

OS0120

- 1 Kettenradachse
- 2 Zahnrad-Rädergetriebe
- 3 Abtriebszahnrad
- 3a unrundverzahntes Abtriebszahnrad
- 4 Antriebszahnrad
- 4a unrundverzahntes Antriebszahnrad
- 5 Antriebsseite
- 6 Abtriebsseite
- 7 Stahlgelenkkette
- 8 Rundstahlkette
- 9 stetiger Rollkurvenabschnitt
- 9a Rollkurve
- 10 Kettenrad
- 11 Unrundverzahnungsstufe
- 12 letzte Stufe
- 13 Teilkreisumfang
- 13a Teilkreisradius
- 14 Unrundverzahnung
- 15 Teilungswinkel
- 16 Übergangsbogen
- 17 Verschneidungspunkt
- 18 Ausgleichskurve
- 19 tangentiale Berührungspunkte
- 20 Bearbeitungswerkzeug
- 21 Primärteil
- 22 Sekundärteil
- 23 Rollenkurvenverschneidung
- 24 Bogenlücke
- 25 Zentrierradius
- 26 Ersatz-Polygongerade
- 27 Teilbogenlänge
- 28 Achsabstand "a"

Bezugszeichenliste, Fortsetzung

21.01.2001
OS0120

29 Polygon
29a Ecken des Polygons
29b Polygongerade
30 kürzere Ersatz-Polygongerade
31 längere Ersatz-Polygongerade

 d_0 Kettenraddurchmesser
 r_0 Kettenradradius
 r_1 Wälzradius der Verzahnung
 r_2 Wälzradius der Verzahnung
 b Bogen
 h Hebelarm
 t Teilung
 θ Zähnezahl
 i Übersetzungsverhältnis
 ω_1 Antriebswinkelgeschwindigkeit
 ω_2 Abtriebswinkelgeschwindigkeit
 Φ_1 Antriebswinkel / Drehwinkel
 Φ_2 Antriebswinkel / Drehwinkel
 γ_1 Teilungswinkel
 γ_2 Teilungswinkel
 β_1 Teilungswinkel
 β_2 Teilungswinkel
 α_1 Kettenradteilungswinkel
 α_2 Kettenradteilungswinkel
 v horizontale Kettengeschwindigkeit

EPO - Munich

20

26. Jan. 2001

Anmelder:
O. Univers.-Prof. Dipl.-Ing.
Dr. techn. Jörg Oser
Rudolfstraße 35
A-8010 Graz

21.01.2001
OS0120

Patentansprüche

1. Kettentrieb mit einem Zugmittel aus Stahlgelenkketten oder aus Rundstahlketten für Rädergetriebe mit einem polygonalen Kettenrad und Mitteln, um auf das Kettenrad übertragene Schwankungen der Geschwindigkeit und Beschleunigung zu reduzieren, die aus zumindest einem an die Kettenradachse angeschlossenen Zahnrad-Rädergetriebe bestehen, das durch ein auf der Kettenradachse drehfestes Abtriebszahnrad mit einem unterschiedlich großen Teilkreis gebildet ist,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Abtriebszahnrad (3) und das Antriebszahnrad (4) aus übersetzungsmäßig aufeinander abgestimmten Unrundzahnräden bestehen, wobei das Antriebszahnrad (4) in einer solchen Lagezuordnung zum Abtriebszahnrad (3) steht, dass die jeweils kleinste Winkelgeschwindigkeit mit den Ecken (29a) des Kettenrad-Polygons (29) zusammenfällt und die jeweils größere Winkelgeschwindigkeit in der Mitte einer Polygongeraden (29b) besteht.
2. Kettentrieb nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass für Rundstahlketten (8) der Teilkreisradius (13a) des Abtriebszahnrades (3) in der Mitte der kürzeren Ersatzpolygongeraden (30) größer ist als in der Mitte der längeren Ersatzpolygongeraden (31).

3. Kettentreib nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Zahnrad-Rädergetriebe (2) eine oder mehrere Unrundverzahnungsstufen (11) aufweist, wobei zumindest die letzte Stufe (12) als Unrundverzahnung (14) ausgeführt ist.
4. Kettentreib nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Abtriebszahnrad (3) für Gelenkketten (7) am Teilkreisumfang (13) eine Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten (9) aufweist, die gleich groß wie die Zähnezahl des Kettenrades (10) ist.
5. Kettentreib nach einem der Ansprüche 1 bis 3,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Abtriebszahnrad (3) für Rundstahlketten (8) am Teilkreisumfang (13) eine Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten (9) aufweist, die doppelt so groß ist wie die Zähnezahl des Kettenrades (10).
6. Kettentreib nach einem der Ansprüche 1 bis 5,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Antriebszahnrad (4) ebenfalls mit stetigen Rollkurvenabschnitten (9) am Teilkreisumfang (13) ausgebildet ist.
7. Kettentreib nach einem der Ansprüche 1 oder 4,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Antriebszahnrad (4) für Gelenkketten (7) eine beliebige Anzahl stetiger Rollkurvenabschnitte (9) gleich oder größer zwei aufweist.

8. Kettentreib nach einem der Ansprüche 1, 2 oder 5,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Antriebszahnrad (4) bei Rundstahlketten (8) eine geradzahlige Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten (9) aufweist.
9. Kettentreib nach einem der Ansprüche 1 bis 8,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Anzahl von stetigen Rollkurvenabschnitten (9) des Antriebszahnrades (4) auf dessen Teilungswinkel (15) für eine Wahl des Übersetzungsverhältnisses Antriebszahnrad (4) / Abtriebszahnrad (3) abgestimmt ist.
10. Kettentreib nach Anspruch 9,
dadurch gekennzeichnet,
dass die geometrische Form der stetigen Rollkurvenabschnitte (9) so ausgeführt ist, dass bei konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit (ω_1) die Abtriebswinkelgeschwindigkeit ($\omega_2 = \omega_1 / i$) weitgehend als Produkt der mittleren Übersetzung (i_m) mit dem Kosinus des Abtriebswinkels (Φ_2), d.h. $i \cdot i_m \cos \Phi_2$ erreichbar ist.
11. Kettentreib nach Anspruch 10,
dadurch gekennzeichnet,
dass die stetigen Rollkurvenabschnitte (9) geometrisch derart ausgebildet sind, dass die Übersetzung (i) durch einfache oder zusammengesetzte Polynome, trigonometrische Funktionen, Fourier-Reihen oder periodische oder mathematische Näherungsfunktionen annäherbar ist.

12. Kettentreib nach einem der Ansprüche 1 bis 11,
dadurch gekennzeichnet,
dass die mittleren Übersetzungen der Rollbedingung genügen und bei Ge-
lenkketten (7) der Gleichung (A) $i_m = \varphi_1 / \sin \alpha_2$ und bei Rundstahlketten (8)
der Gleichung

$$(B) i_m = \frac{\beta_1 + \gamma_1}{\sin \beta_2 + \sin \gamma_2} \text{ genügen.}$$

13. Kettentreib nach einem der Ansprüche 1 bis 12,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Rollkurvenabschnitte (9) des Abtriebszahnrades (3) in den Ver-
schneidungspunkten (17) konkave, einseitig gekrümmte Übergangsbögen (16)
aufweisen, die tangential an den Rollkurvenabschnitten (9) anliegen.

14. Kettentreib nach einem der Ansprüche 1 bis 13,
dadurch gekennzeichnet,
dass anstelle der tangentialen Übergangsbögen (16) an die Rollkurven (9a)
gegenläufig gekrümmte Ausgleichskurven (18) innerhalb von tangentialen Be-
rührungs punkten Berührungs punkten (19) der stetigen Rollkurvenabschnitte
(9) liegen.

15. Kettentreib nach Anspruch 14,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Ausgleichskurven (18) symmetrisch sind und mathematisch durch
zumindest ein Polynom vierter Ordnung oder eine modifizierte trigonometri-
sche Funktion wenigstens von der Form $x \sin x$ sind.

16. Kettentreib nach einem der Ansprüche 14 oder 15,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Ausgleichskurven (18) und die Übergangsbögen (16) beim Winkel des Verschneidungspunktes (17) der stetigen Rollkurvenabschnitte (9) einen Krümmungsradius aufweisen, der gleich oder größer dem Radius eines Bearbeitungswerkzeuges (20) ist.
17. Kettentreib nach einem der Ansprüche 1 bis 16,
dadurch gekennzeichnet,
dass das Abtriebszahnrad (3) an den Verschneidungspunkten (17) zumindest zweiteilig ausgeführt ist, dass nach dem Fügen eines Primärteils (21) und eines Sekundärteils (22) konkav spitze Rollkurvenverschneidungen (23) ohne Übergangsbögen (16) oder Ausgleichskurven (18) vorgesehen sind.
18. Kettentreib nach einem der Ansprüche 1 bis 17,
dadurch gekennzeichnet,
dass jeder zweite Rollkurvenabschnitt (9) entfällt und eine Bogenlücke (24) bis zu einem Zentrierradius (25) radial verringert ist.
19. Kettentreib nach Anspruch 18,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Bogenlücke (24) gleichzeitig als Werkzeugauslauf und als Zentrierung für das jeweilige Komplementärteil nutzbar ist.

20. Kettentreib nach einem der Ansprüche 1 bis 19,
dadurch gekennzeichnet,
dass der in Teilbereichen durch Übergangsbögen (16) oder Ausgleichskurven
(18) angenommen nicht ausgleichbare Polygoneffekt mit der oder mit nächst-
höheren unrundverzahnten Abtriebszahnrädern (3a) und Antriebszahnrädern
(4a) durch umfangsmäßig lagerichtige Zuordnung von übersetzungsmäßig
zutreffenden Übergangsbögen (16) zu den zentrisch ausgebildeten Abtriebs-
zahnrädern (3a) und Antriebszahnrädern (4a) ausgleichbar ist.

Patentanwalt Siegfried Flraig, 47239 Duisburg

EPO - Munich

20

26. Jan. 2001

Anmelder:
O. Univ.- Prof. Dipl.-Ing.
Dr. techn. Jörg Oser
Rudolfstraße 35
A- 8010 Graz

21. 01. 2001
OS0120 / Fl.

Zusammenfassung

Kettentrieb mit einem Zugmittel aus Stahlgelenkketten oder aus Rundstahlketten für Rädergetriebe mit einem polygonalen Kettenrad

Ein Kettentrieb mit einem Zugmittel aus Stahlgelenkketten (7) oder Rundstahlketten (8) für Rädergetriebe (2) mit einem polygonalen Kettenrad (10) und Mitteln, um auf das Kettenrad (10) übertragene Schwankungen der Geschwindigkeit und Beschleunigung zu reduzieren, sieht dazu vor, dass das Abtriebszahnrad (3) und das Antriebszahnrad (4) aus übersetzungsmäßig aufeinander abgestimmten Unrundzahnräden bestehen, wobei das Antriebszahnrad (4) in einer solchen Lagezuordnung zum Abtriebszahnrad (3) steht, dass die jeweils kleinste Winkelgeschwindigkeit mit den Ecken (29a) des Kettenrad-Polygons (29) zusammenfällt und die jeweils größere Winkelgeschwindigkeit in der Mitte einer Polygongeraden (29b) besteht.

Hierzu: Fig. 2

EPO - Munich
20
26. Jan. 2001

FIG. 1

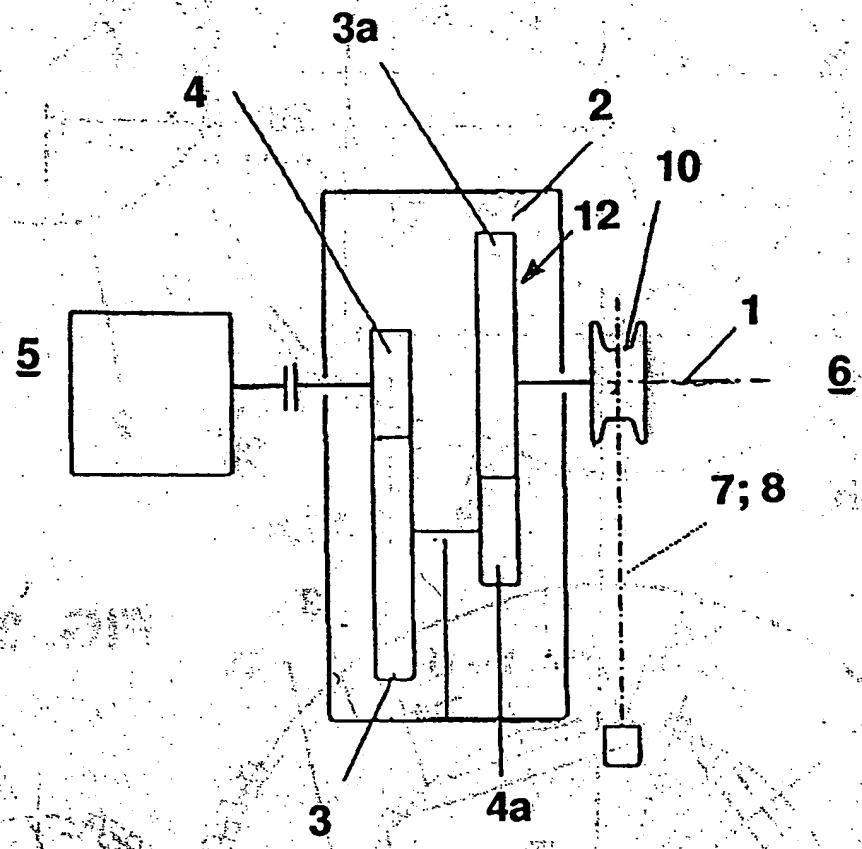


FIG. 2

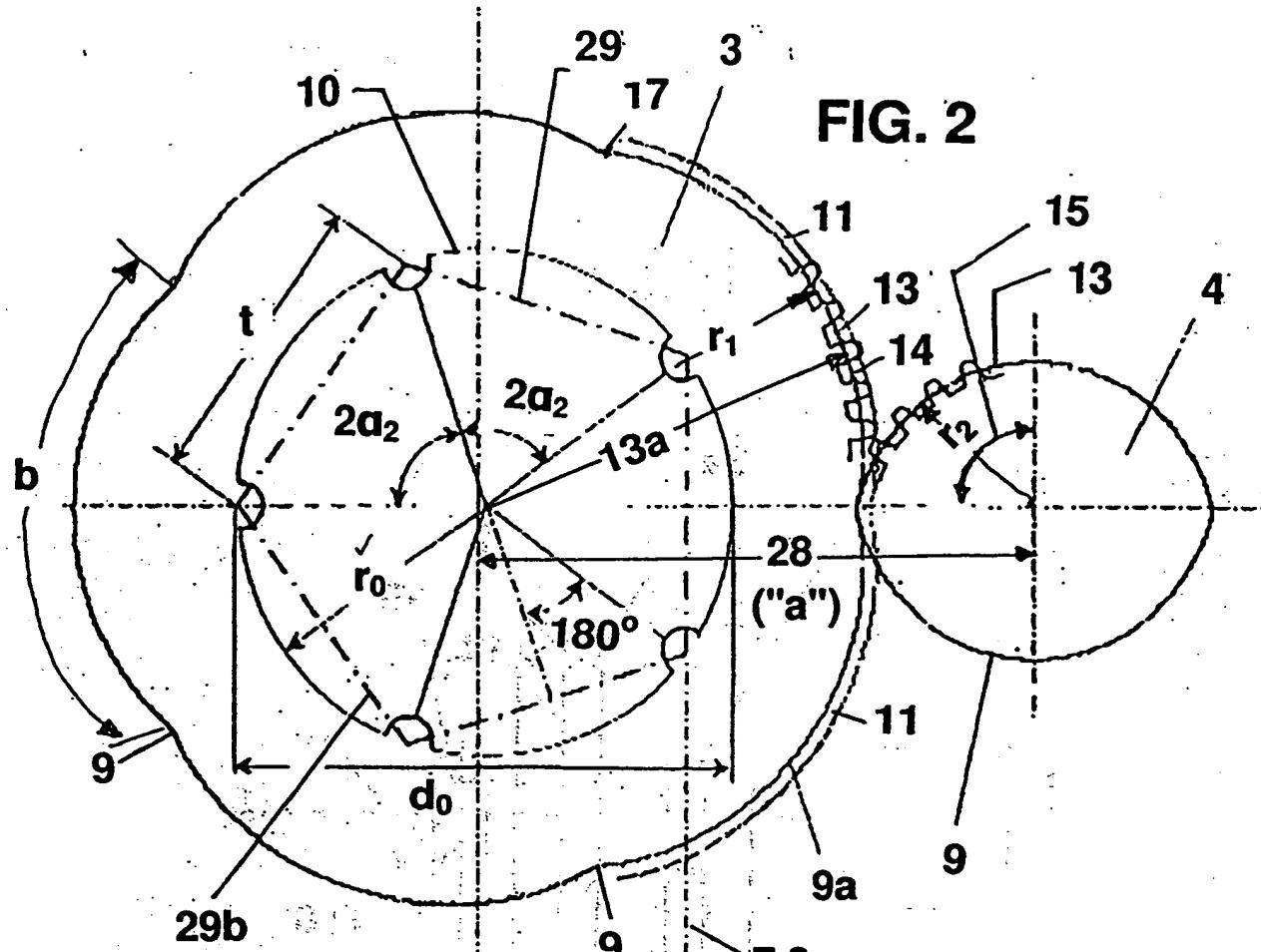


FIG. 3

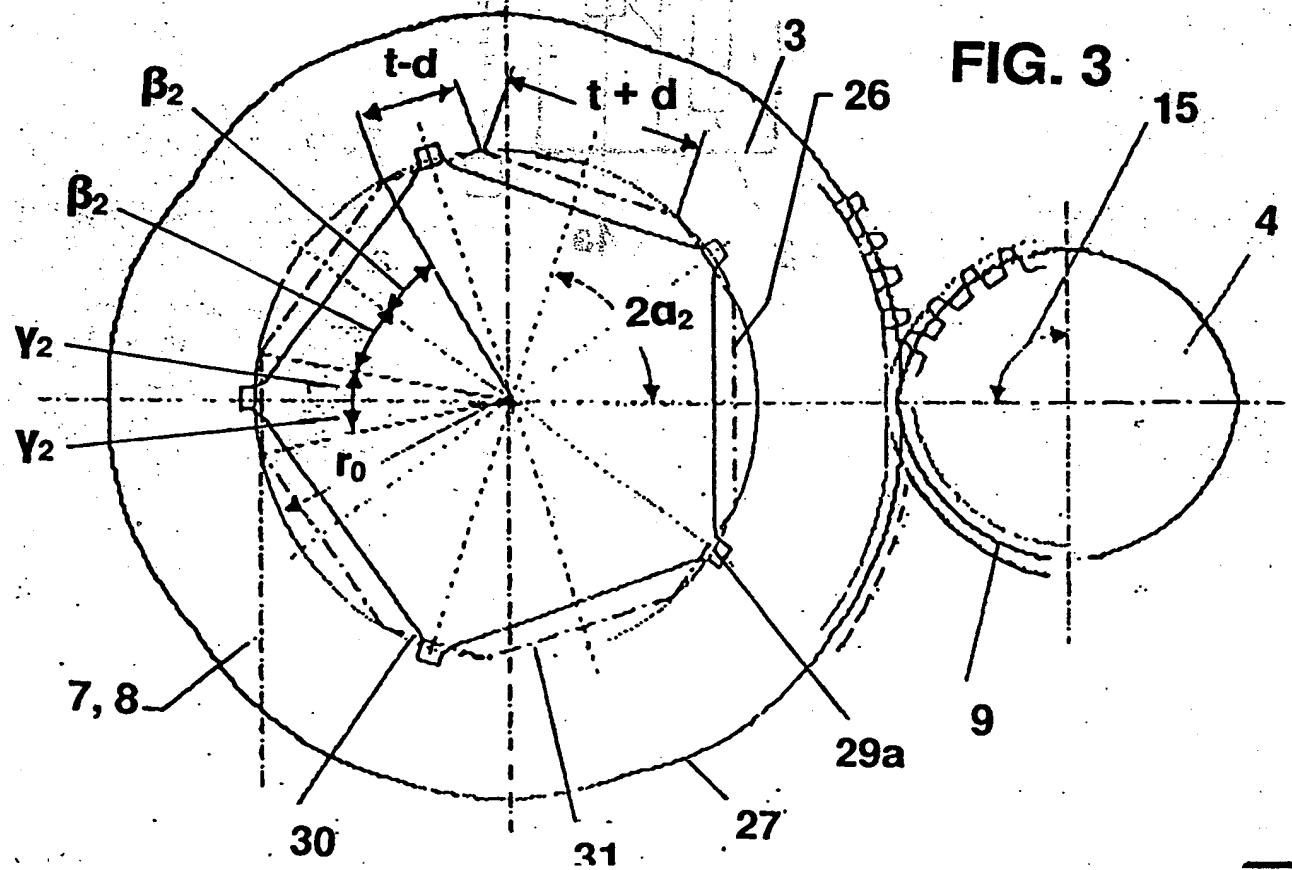


FIG. 4

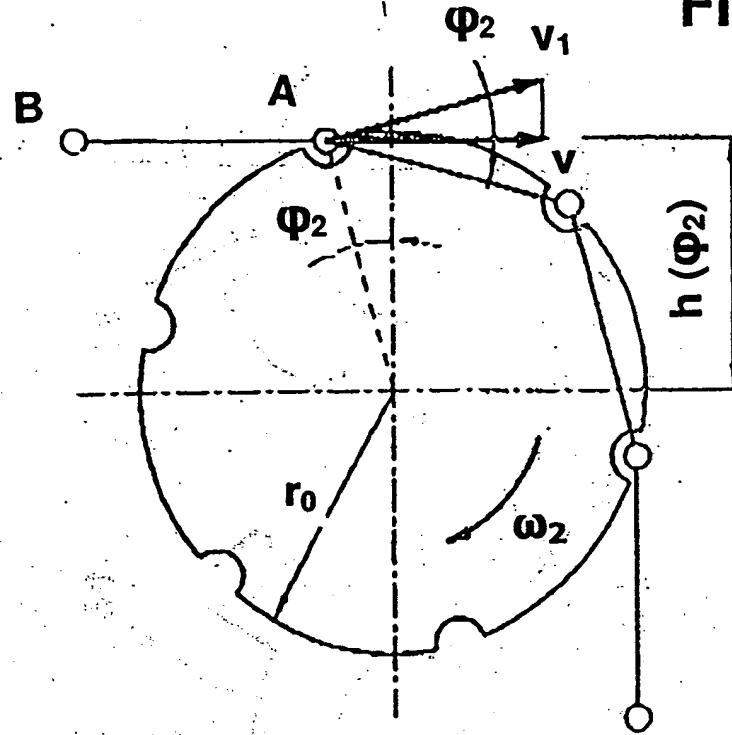


FIG. 5

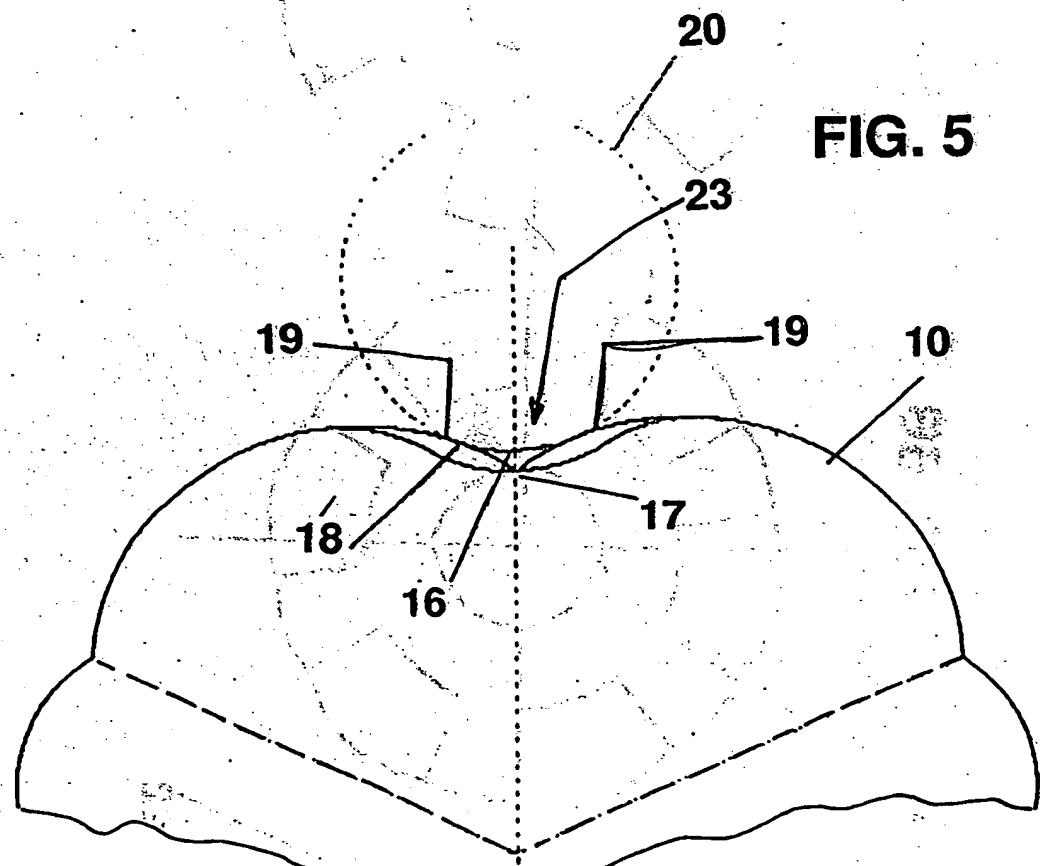


FIG. 6A

22

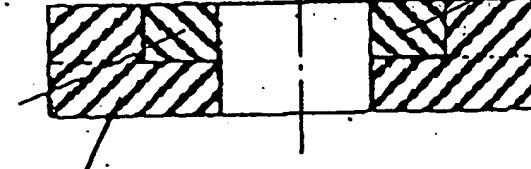


FIG. 6B

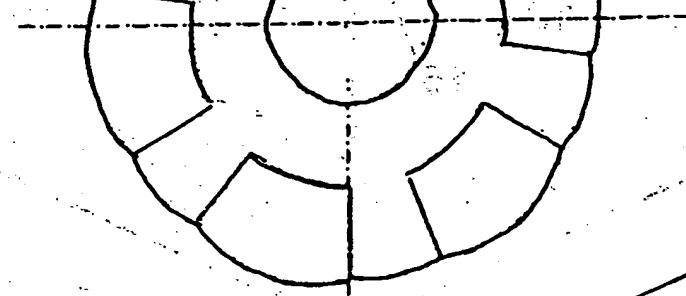


FIG. 6C

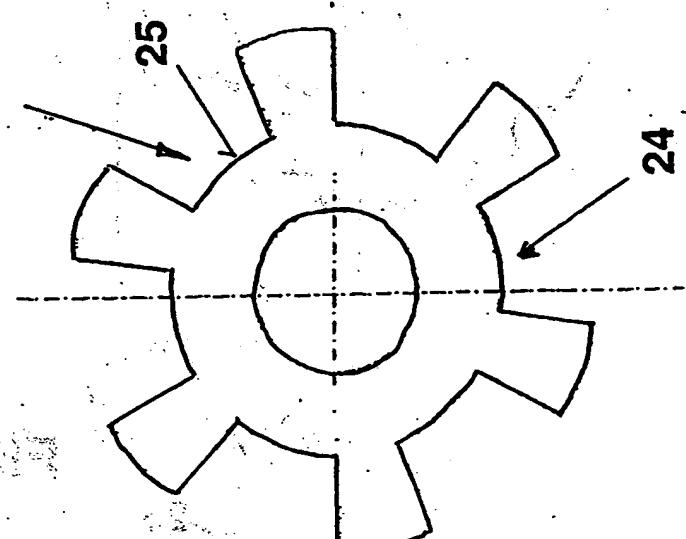
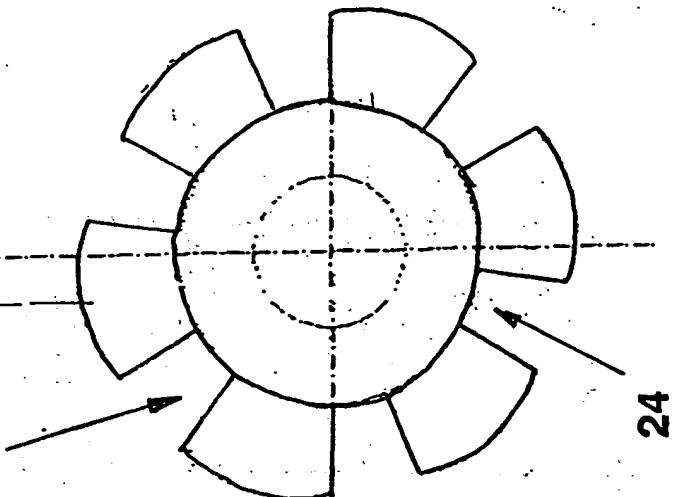


Fig. 6D

24



22

24

24

EPO - Munich

20

26. Jan. 2001

Anmelder:
O. Univers.- Prof. Dipl.-Ing.
Dr. techn. Jörg Oser
Rudolfstraße 35
A-8010 Graz

21.01.20001
OS0120 / Fl.

Kettentreib mit einem Zugmittel aus Stahlgelenkketten oder aus Rundstahlketten für Rädergetriebe mit einem polygonalen Kettenrad

Die Erfindung betrifft einen Kettentreib mit einem Zugmittel aus Stahlgelenkketten oder aus Rundstahlketten für Rädergetriebe mit einem polygonalen Kettenrad und Mitteln, um auf das Kettenrad übertragene Schwankungen der Geschwindigkeit und Beschleunigung zu reduzieren, die aus zumindest einem an die Kettenradachse geschlossenen Zahnrad-Rädergetriebe bestehen, das durch ein auf der Kettenradachse drehfestes Abtriebszahnrad mit einem unterschiedlich großen Teilkreis gebildet ist.

Kettentreibe werden im allgemeinen in der Fördertechnik und Antriebstechnik sowohl für Hebezeuge als auch für Stetigförderer eingesetzt. Der Ausgleich des Polygoneffektes wurde vielfach mit unterschiedlichen, meist komplizierten Ausgleichsgetrieben versucht. Wegen der aufwändigen Bauweise von Ausgleichsgetrieben zur Minderung des Polygoneffektes sind kaum Anwendungen in der Praxis bekannt.

Der eingangs bezeichnete Kettentreib ist aus der DE 15 31 307 A1 bekannt. Dabei wird ein Stirnrad angetrieben, dessen Teilkreis unterschiedlich groß ist, wobei ein kleinster Radius mit der Mitte jeder Kettenlasche zusammentrifft, während der größte Radius des Teilkreises mit dem Teilkreisdurchmesser des Kettenrades zusammenfällt. In dieser Ausbildung kann allerdings kein optimaler Geschwindigkeitsausgleich und Beschleunigungsausgleich erzielt werden, da z. B. bei dem Ersatzpolygon für

Rundstahlketten zusätzlich eine Radiusverminderung des Wälzkreises am Ort der Zahnmitte des Kettenrades erforderlich ist. Der bekannte Vorschlag berücksichtigt weiters nicht, dass eine Stirnradverzahnung in den Verschneidungspunkten der Wälzkurven wegen der unstetig konkaven Wälzkurvenform mit derzeit bekannten Unrundverzahnungsverfahren technisch kaum und wirtschaftlich nicht herstellbar ist. Außerdem bleibt völlig offen, welche geometrische Form die Wälzkurvenform zwischen den Verschneidungspunkten der Einzelabschnitte erhalten soll.

Die radialen und tangentialen Geschwindigkeitsschwankungen von Kettentrieben sind ein lange bekanntes und vielfach untersuchtes Problem, das als Polygoneffekt bezeichnet wird. Dabei kommt es zu unerwünschten Geschwindigkeits- und Beschleunigungsänderungen in tangentialer und in radialer Richtung der Kette beim Umlauf um das antreibende Kettenrad.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, diese tangentialen Beschleunigungsschwankungen weitestgehend auszugleichen und unerwünschte Schwingungen vom Kettentrieb fernzuhalten.

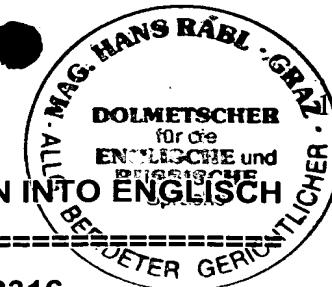
Die gestellte Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass das Abtriebsrad und das Antriebsrad aus übersetzungsmäßig aufeinander abgestimmten Unrundzahnrädern bestehen, wobei das Antriebszahnrad in einer solchen Lagezuordnung zum Abtriebszahnrad steht, dass die jeweils kleinste Winkelgeschwindigkeit mit den Ecken des Kettenrad-Polygons zusammenfällt und die jeweils größere Winkelgeschwindigkeit in der Mitte einer Polygoneraden besteht. Dieser Vorschlag besteht vorteilhafterweise aus einer oder mehreren Getriebestufen eines Rädergetriebes mit variabler Winkelgeschwindigkeit. Dabei sind die Wälzkreisradien des oder der verzahnten Räderpaare so gestaltet, dass sie aus stückweise stetigen, verzahnten Ab-

MAG. FRANS RAAB
Schießstattgasse 58
8010 Graz, Tel. 81 00 05

AUSTRIA

Europe

OFFICIALLY CERTIFIED TRANSLATION FROM GERMAN INTO ENGLISH



European patent application 01101782.9-2316

EPO filing date : January 26th, 2001

Applicant:

O.Univ.-Prof.Dipl.-Ing.Dr.techn.
Jörg Oser
Rudolfstraße 35
A-8010 Graz
Austria

Chain drive with pivot steel chains or round steel chains as traction mechanism for spur gears driving a polygonal chain sprocket

The invention relates to a chain drive with pivot steel chains or round steel chains for spur gears with a polygonal chain wheel and means to reduce variations of velocity and acceleration, consisting of at least a gear wheel attached to the chain sprocket axis, said chain sprocket axis rotatively being firmly connected to a driven gear wheel having a varying size of the pitch circle.

Chain drives are generally used in material handling and drive technology for lifting applications and also for continuous conveyors. The compensation of the polygonal effect has been tried with different, mostly complicated compensating gears.

Practical applications to reduce the polygonal effect are hardly known due to the expensive design of compensating gears.

The chain drive designated before is known from the publication DE 15 31 307 A1. In this publication a gear wheel is driven with a varying pitch circle diameter, where a minimum radius coincides with the center of a chain pocket, while the largest radius coincides with a point at which the chain runs along the pitch circle diameter of the chain wheel.

However, with this embodiment an optimal compensation of the variations of velocities and acceleration is not possible, because the equivalent polygon needs an additional reduction of the pitch circle in the case of round steel chains at the position of the tooth middle of the chain wheel. Furthermore the known proposition does not consider that the gear tooth cutting at the concave points of intersection of the discontinuous rolling curves can not be manufactured with noncircular gear forming methods in a technically and economically feasible manner.

Also the geometric shape of the rolling curve between the points of intersection remains undefined for the individual sections. The radial und tangential velocity variations of chain drives are designated as polygon effect and constitute a problem which is well known and has been investigated many times. The chain running around the driving chain wheel results in undesirable variations of velocities and accelerations in radial and tangential directions.

The invention aims at compensating the tangential accelerations and to prevent undesired vibrations from the chain drive. It is the object of the proposed invention to solve this problem in such way, that the driven gear wheel and the driving gear wheel consist of noncircular gear wheels with such gear ratio adjustment and such positional arrangement, that the smallest angular velocity coincides with the corner middle of the chain sprocket polygon and the larger velocities occur at the middle of the polygonal straight lines.

This proposition consists advantageously of one or several gear sets with variable angular velocity. In doing so, the rolling curves of the gear wheel sets are shaped in such way, that they consist of continuous toothed sections of the rolling curves of noncircular gear wheels and have such a position relative to the chain wheel, that the tangential variations of the chain velocity is avoided.

The noncircular gear mesh transform a constant drive angular velocity into a variable driven angular velocity in such manner, that during an increasing or decreasing distance of the chain to the center of rotation an opposite decreasing or increasing angular velocity is created and hereby the desired tangential variation of the velocity is achieved.

However, arbitrary gear ratios with one or several noncircular gear sets cannot be realized, only certain average gear ratios are feasible. The design results in a special advantage to use this approach for both pivot chains with equal angular sections and round steel chains with unequal angular sections of the equivalent polygon of the chain wheel.

In case of round steel chains small chain wheels with a small number of teeth are also designated as chain pinions or sprockets. For the purpose of the invention the number of teeth of the sprocket being even or odd is meaningless. In case of round steel chains it advantageous, if the driven gear wheel exhibits a larger radius of the pitch curve at the middle of the shorter straight line than the radius at the middle of the longer straight line both forming the equivalent polygon.

A further design option is facilitated through a spur gear with one or several noncircular gear meshes, where at least the last gear mesh is embodied as noncircular gearing. The gear ratio and other parameters can be influenced by one or more such noncircular gear mesh.

According to further aspects the velocities and accelerations of driven sprockets with pivot chains can be influenced by a design which exhibits the same number of continuous rolling curve sections as the number of teeth of the sprocket.

The advantage is an almost perfect motion by an equal chain velocity at each angular position of the sprocket.

According to another proposition for round steel chains the driven gear wheel at the pitch curve has a number of continuous rolling curve sections being twice the number of teeth of the sprockets. Hereby the desired effect occurs also for such round steel chains.

The continuous rolling curve motion is also accomplished by a driving gear wheel with continuous rolling curve sections at the pitch curve circumference. According to other features it is proposed to provide an arbitrary number of continuous rolling curve sections equal or more than two for driving gear wheels for pivot chains. Hereby the gear ratio can be accordingly adjusted.



An analogous application for other chain types is achieved by providing an even number of continuous rolling curve sections for driving gear wheels for round steel chains.

This extension allows henceforth to adjust the choice of the gear ratio of the driving gear wheel to the driven gear wheel by the number of continuous rolling curve sections of the driving gear wheel and its related pitch angle.

According to an improvement it is proposed to design the geometric shape of the continuous rolling curve sections in such manner, that the constant driving angular velocity results from multiplying the driven angular velocity with gear ratio and the cosine of the driven angle. Hereby appropriate rolling curve shapes can be used.

A further extension provides continuous rolling curve sections of such geometry, that the gear ratio can be approximated by basic or composite polynomials, trigonometric functions, Fourier series or periodic or mathematical approximating functions.

According to the said propositions of the rolling curves it is advantageous to derive the gear ratios at middle suffice the rolling condition and for pivot chains to be subject to

$$\text{equation (A)} \quad i_m = \varphi_1 / \sin \varphi_{2\max} \quad \text{and for round steel chains to be subject to}$$

$$\text{equation (B)} \quad i_m = \frac{\beta_1 + \gamma_1}{\sin \beta_2 + \sin \gamma_2}.$$

At the points of intersection between the single rolling curve sections an improvement can be accomplished advantageously in such manner, that the rolling curve sections of the driven gear wheel at the points of intersection exhibit concave, onesidedly bent transition curves with tangential points on the rolling curve sections.

Another development for the transition between the rolling curve section consists of the fact, that instead of the tangential transition arcs double-bent adjustment curves lie within the tangential points of the continuous rolling curve sections.

Hereby it is provided, that the transition arcs are symmetrical and can be described mathematically at least by a polynom of fourth order or a modified trigonometric function of at least $x \sin x$.

The practical fabrication of the tooth gearing of the rolling curve sections can be facilitated in such manner, that the adjustment curves and transition arcs exhibit at the angle of the intersection point of the continuous rolling curve sections a radius of curvature, which is equal or greater than the radius of the manufacturing tool.

A further improvement constitutes a design, where the driven gear wheel is fabricated at least in two pieces separated at the points of intersection, so that the assembly of the primary part and a secondary part results in concave sharp rolling curve intersections without transition arcs or adjustment curves.

Further means to design the transition between two rolling curve sections consist of removing every second rolling curve section and to provide an arc gap with a radial reduction down to a centering radius.

Furthermore it is advantageous to use the sectional gap as tool recess and as centering means for the complementary part. A further embodiment is provided in such manner, that the partial regions with transition arcs or adjustment curves with supposedly non compensative polygonal effects can be compensated by one or additional next higher noncircular driven gear wheels and driving gear wheels by



circumferentially correctly positioned arrangements of transition arcs with appropriate gear ratio relative to the centered driven gear wheels and driving gear wheels.

Examples of the invention are illustrated in drawings, which are explained in more detail as follows:

Shown are:

- Fig. 1 a cross section of a chain drive with a noncircular spur gear
- Fig. 2 as a first example a chain wheel with equivalent polygon and noncircular gear wheel set with equal pitch angles
- Fig. 3 as second example a chain sprocket with unequal pitch angles
- Fig. 4 an illustration of the kinematics of the polygonal effect B – A of the chain running around the chain wheel
- Fig. 5 transition curves and adjustment curves between rolling curve intersection with enlarged scale
- Fig. 6 A a section through a complementary noncircular gear wheel
- Fig. 6 B a front view of the complementary noncircular gear wheel
- Fig. 6 C a front view of the primary part
- Fig. 6 D a front view of the secondary part

In Fig. 1 a spur gear (2) is shown with noncircular toothed driven gear wheels (3a) positioned on the chain wheel axis, with a traction mechanism embodied by a steel pivot chain (7) or a round steel chain (8), said gear wheel driven by a noncircular driving gear wheel (4a). The latter is driven by an additional gear mesh embodied by a driving gear wheel (4) and a driven gear wheel (3), which is driven by an electric motor at the drive input side (5). At the drive output side (6) a chain wheel (10) is located on the chain wheel axis (1). At least the last mesh (12) of the spur gear (2) holds a polygonal chain wheel (10) and means to reduce variations of velocity and accelerations transmitted to the chain wheel (10) consisting of a spur gear (2) attached to the chain wheel axis (1), which is embodied by a noncircular driven gear wheel (3a) with a pitch curve of variable diameter rotationally attached to chain wheel axis (1).

During the chain wheel rotation the polygonal effect is created through the variable lever arm $h(\varphi_2)$. Generally the horizontal chain velocity v is calculated from

$$v = h(\varphi_2) \omega_2 \quad (1)$$

Choosing a law of motion with variable angular velocity

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_m} \frac{1}{\cos \varphi_2} \quad \text{results in} \quad (2)$$

$$h(\varphi_2) = r_0 \cos \varphi_2 \quad \text{by multiplication}$$

$$v = r_0 \frac{\omega_1}{i_m} \quad (3)$$

as resulting horizontal velocity of the chain independent from the rotational angle φ_2 .

Integrating (2)



$$\omega_1 = i_m \omega_2 \cos \varphi_2$$

results in the equation defining the angle between driving and driven gear wheel

$$\varphi_1 = i_m \sin \varphi_2 \quad (4)$$

The desired transmission behaviour between φ_1 and φ_2 is now solved with one or more pairs of noncircular gear wheels (3), (4) respectively (3a),(4a) with piecewise continuous rolling curve sections (9) in such manner, that the partial arc lengths (27) and (13) subject to the rolling condition have the same length, but the toothed rolling curve radii $r_1(\varphi_1)$ and $r_2(\varphi_2)$ depending the angular positions φ_1 and φ_2 are selected in such a way, that the result is a transmission behaviour according to equation (4). With a constant center distance (28a) of the noncircular gear wheels (3a), (4a) the generally valid rolling curve function is given in polar coordinates by

$$r_1(\varphi_1) = \frac{a}{i+1} = \frac{a}{i_m \cos \varphi_2 + 1} = \frac{a}{\sqrt{i_m^2 - \varphi_1^2} + 1} \quad (5) \quad \text{and}$$

$$r_2(\varphi_2) = \frac{a i}{i+1} = \frac{a i_m \cos \varphi_2}{1 + i_m \cos \varphi_2} \quad (6)$$

The desired transmission function $i(\varphi)$ is enforced with the illustrated positional arrangement of the sprocket (10) relative to the driven gear wheel (3) by the noncircular gear wheel pair (3), (4) in such a way, that the angular velocities ω_2 vary between a

$$\text{minimum: } \omega_{2\min} = \frac{\omega_1}{i_m} \quad \text{at } \varphi_2 = 0 \quad \text{and } h = r_0$$

$$\text{maximum: } \omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{i_m \cos \varphi_{2\max}} \quad \text{at } -\varphi_{2\max} = \varphi_2 = +\varphi_{2\max} \quad \text{and } h = r_0 \cos \varphi_{2\max}$$

resulting in a constant chain velocity at each position φ_2 .

Noncircular gears can be economically manufactured by now also for complicated rolling curve shapes. In addition they can be realized just as simply for the frequent case of round steel chain sprockets (10) with unequal pitch angles as with equal pitch angles.

Feasible gear ratios at middle i_m are calculated for

equal pitch angles

$$i_m = \frac{\varphi_1}{\sin \varphi_{2\max}}$$

unequal pitch angles

$$i_m = \frac{\beta_1 + \gamma_1}{\sin \beta_2 + \sin \gamma_2}$$

with a given number of teeth c of the chain sprocket the equations to calculate the various angles are given by

$$2\alpha_2 = 2\pi/c \quad \alpha_2 = \beta_2 + \gamma_2 \quad \text{and} \quad \beta_2 = a \tan \frac{\sin \alpha_2}{\frac{t-d}{t+d} + \cos \alpha_2}$$

In case of round steel chains (8) for reasons of symmetry with unequal pitch ($t - d$) and ($t + d$) only an even number of arc sections b can be realized at the driving

noncircular gear wheel with typical parameters for round steel chains such as $(t-d)/(t+d) = 0,5$ in the following table gear ratios for the example of a chain wheel with six corners with $\varphi_{2\max} = 30^\circ$ are calculated with $c = 6$ follows $\alpha_2 = 30^\circ$ and $\beta_2 = 20,1^\circ$ and $\sin \beta_2 + \sin \gamma_2 = 0,515583$.

number of arcs of drive gear wheel	unequal pitch angle number	equal pitch angle number		
(13)	$\beta_1 + \gamma_1$	$i_m = 1,94 (\beta_1 + \gamma_1)$	φ_1	$i_m = 2\varphi_1$
2	π	6,093	π	6,283
3	-	-	$2\pi/3$	4,186
4	$\pi/2$	3,047	$\pi/2$	3,142
5	-	-	$3\pi/5$	2,513
6	$\pi/3$	2,031	$\pi/3$	2,094
7	-	-	$2\pi/7$	1,795
8	$\pi/4$	1,523	$\pi/4$	1,571
10
12	...	1,15	$\pi/6$	1,047
...

In most cases gear ratios between 1,5 and 3 will be sufficient resulting in no limitations to applications.

Fig. 2 and 3 illustrate the embodiment of noncircular gear wheels with such gear ratio adjustment consisting of a noncircular driven gear wheel (3a) and a noncircular driving gear wheel (4a), where the driving gear wheel (4a) (resp. 4) is positioned to the driven gear wheel (3a) (resp. 3) in such an arrangement, that the respective smallest angular velocity coincides with the corners (29a) of the chain wheel-polygon (29) and the respective increased velocity occurs at the middle of a polygonal straight line (29b). In case of round steel chains (8) the pitch curve radius (13a) of the driven gear wheel (3) is greater in the middle of the shorter equivalent polygon straight line (30) greater than in the middle of the longer equivalent polygon straight line (31). The spur gear (2) may have one or several noncircular gear meshes (11), where at least the last mesh (12) has to be embodied as noncircular gear mesh (14).

In case of a pivot chain (7) the drive gear wheel (3) has at the pitch curve circumference (13a) a number of continuous rolling curve sections which is equal to the number of corners of the chain wheel (10).

Furthermore in case of a round steel chain (8) the drive gear wheel (3) has at the pitch curve circumference (13a) number of continuous rolling curve sections (9), which is twice the number of teeth c of the chain wheel (10).

The drive gear wheel (4) is also furnished with such continuous rolling curve sections (9) at the pitch curve circumference (13).

In case of the pivot chain (7) the drive gear wheel (4) has an arbitrary number of rolling curve sections (9) equal to or more than two. Each of these rolling curves (9a)

forms an arc "b". In case of round steel chains (8) the drive gear wheel (4) has an even number of continuous rolling curve sections (9).

Hereby the number of continuous rolling curve sections (9) on the drive gear (4) corresponding to the pitch angle (15) is adjusted to the choice of the gear ratio to the driven gear wheel (3). The geometric shape of the continuous rolling curve sections (9) is embodied in such a way that at a constant angular drive velocity ω_1 the driven angular velocity ω_2 follows from ($\omega_2 = \omega_1 / i$) by multiplying the gear ratio at the corner middle with the cosine of the driven angle φ_2 , which results in $i = i_m \cos \varphi_2$.

The continuous rolling curve sections (9) are of such geometry, that the gear ratio "i" can be derived by basic or composite polynomials, trigonometric functions, Fourier series or periodic or mathematical approximating functions.

Fig. 4 illustrates the kinematic relations at sprocket (10) with the notations used. Herefrom follows velocity v_i and velocity v in horizontal direction. The lever arm size h is hereby a function of the driven or rotational angle φ_2 at the driven angular velocity ω_2 .

Fig. 5 illustrates rolling curve sections (9) of the driven gear wheel (3) concave unilaterally bent transition arcs (16) at the point of intersection (17) touching the rolling curve sections (9) at tangential points. Instead of tangential transition arcs (16) at the rolling curves (9a) doublesidedly bent transition curves (18) can also lie within the tangential touching points (19) of the continuous rolling curve sections (9).

The adjustment curves (18) are symmetrical and can be described mathematically at least by a polynomial of fourth order or a modified trigonometric function being at least of the form $x \sin x$.

At the angular position of the intersection point (17) of the continuous rolling curve sections (9) the adjustment curve (18) and the transition arcs (16) have a radius of curvature equal or greater than the radius of a manufacturing tool (20).

According to fig. 6 the driven gear wheel (3) is manufactured in at least two pieces intersecting at points (17). A primary part (21) can be assembled with a secondary part (22) in such a way, that concave sharp intersections of the rolling curves (23) are created without transition arcs (16) or adjustment curves (18).

Fig. 6B – 6D illustrate, that every second rolling curve section (9) is absent and an arc gap (24) is reduced radially down to a centering radius (25). The arc gap (24) can be used both as a tool recess and as a centering means for the respective complementary part.

A possibility exists for the practical case, when the polygon effect cannot completely be compensated by transition arcs (16) or adjustment curves (18), to provide a compensation with the noncircular toothed driven gear wheels (3a) or the next higher noncircular toothed driven gear wheels (3a) and driving gear wheels (4a) by a circumferentially correctly located arrangement of gear ratio appropriate transition arcs (16) to the centered drive gear wheels (3a) and driven gear wheels (4a).

Further details result from the list of reference symbols in connection with the drawing.

List of reference symbols

- 1 chain wheel axis
- 2 spur gear
- 3 driven gear wheel
- 3a noncircular toothed driven gear wheel
- 4 driving gear wheel
- 4a noncircular toothed driving gear wheel
- 5 drive side
- 6 driven side
- 7 steel pivot chain
- 8 round steel chain
- 9 continous rolling curve section
- 9a rolling curve
- 10 chain wheel (sprocket)
- 11 noncircular gear wheel mesh
- 12 last gear mesh
- 13 pitch circle circumference
- 13a pitch circle radius
- 14 noncircular gearing
- 15 pitch angle
- 16 transition arc
- 17 point of intersection
- 18 adjustment curve
- 19 tangential touching points
- 20 manufacturing tool
- 21 primary part
- 22 secondary part
- 23 intersection of rolling curves
- 24 arc gap
- 25 centering radius
- 26 equivalent polygon straight line
- 27 partial arc length
- 28 center distance "a"
- 29 polygon
- 29a polygon corners
- 29b polygon straight line
- 30 shorter equivalent polygon straight line
- 31 longer equivalent polygon straight line

list of reference symbols, continued

d_0	chain wheel diameter
r_0	chain wheel radius
r_1	rolling curve radius of gearing
r_2	rolling curve radius of gearing
b	arc
h	lever arm
t	pitch
c	number of teeth
i	gear ratio
ω_1	driving angular velocity
ω_2	driven angular velocity
φ_1	driving angle/angle of rotation
φ_2	driven angle/angle of rotation
γ_1	pitch angle
γ_2	pitch angle
β_1	pitch angle
β_2	pitch angle
α_1	chain wheel pitch angle
α	chain wheel pitch angle
v	horizontal chain velocity

Patent claims

1. A chain drive with a traction mechanism embodied by steel pivot chains or round steel chains for spur gears with a polygonal chain wheel and means to reduce the variations of velocity and acceleration transferred to the chain wheel, which consist of at least one a spur gear attached to the chain wheel axis, embodied by a driven gear wheel with a variable size pitch circle, said gear wheel being rotatively firmly attached to the chain wheel axis, **characterized in this manner**, that a driven gear wheel (3) and a driving gear wheel (4) consists of noncircular toothed gear wheels with adjusted gear ratios, where the driving gear wheel (4) has such a position arrangement to the driven gear wheel (3), that the respective smallest angular velocity coincides with the corners (29a) of the chain wheel polygon (29) and the respective greater angular velocity occurs in the middle of a polygon straight line (29b).
2. Chain drive according to claim 1, **characterized in this manner**, that for round steel chains (8) the pitch curve radius (13a) of the driven gear

wheel (3) in the middle of the shorter substituting polygon straight line (30) is greater than in the middle of the longer substituting polygon straight line (31).

3. Chain drive according to claim 1 or 2,
characterized in this manner,
that the spur gear (2) possesses one or several noncircular toothed gear mesh (11), where at least the last mesh (12) is embodied as noncircular gearing (14).
4. Chain drive according to claim 1,
characterized in this manner,
that for pivot chains (7) the driving gear wheel (3) possesses at the pitch curve circumference (13) a number of continuous rolling curve sections (9), which is equal to the number of teeth of the chain wheel (10).
5. Chain drive according to any of the claims 1 to 3,
characterized in this manner,
that for round steel chains (8) the driving gear wheel (3) possesses at the pitch curve circumference (13) a number of continuous rolling curve sections (9), which is twice the number of teeth of the chain wheel (10).
6. Chain drive according to any of the claims 1 to 5,
characterized in this manner,
that the driving gear wheel (4) also possesses continuous rolling curve sections (9) at the pitch curve circumference (13).
7. Chain drive according to any of the claims 1 or 4,
characterized in this manner,
that for pivot chains (7) the driving gear wheel (4) possesses an arbitrary number of continuous rolling curve sections (9) equal to two or greater than two.
8. Chain drive according to any of the claims 1, 2 or 5,
characterized in this manner,
that in case of round steel chains (8) the driving gear wheel (4) possesses an even number of continuous rolling curve sections (9).
9. Chain drive according to any of the claims 1 to 8,
characterized in this manner,
that the number of continuous rolling curve sections (9) of the driving gear wheel (4) is adjusted to the pitch angle (15) for the choice of the gear ratio of the driving gear wheel (4) to the driven gear wheel (3).
10. Chain drive according to claim 9,
characterized in such manner,
that the geometric shape of the continuous rolling curve sections (9) is designed in such way, that the constant driving angular velocity results from multiplying the driven angular velocity ($\omega_2 = \omega_1 / i$) with gear ratio i_m at middle and the cosine of the driven angle (φ_2), that is to achieve $i = i_m \cos \varphi_2$.
11. Chain drive according to claim 10,
characterized in such manner,
that the continuous rolling curve sections (9) are of such geometry, that the gear ratio i can be approximated by basic or composite polynomials, trigonometric functions, Fourier series or periodic or mathematical approximating functions.

12. Chain drive according to any of the claims 1 to 11,
characterized in such manner,
 that the gear ratios at middle suffice the rolling condition and in the case of pivot chains (7) the equation (A) $i_m = \varphi_1 / \sin \alpha_2$ and in case of round steel chains (8) the equation (B) $i_m = \frac{\beta_1 + \gamma_1}{\sin \beta_2 + \sin \gamma_2}$.

13. Chain drive according to any of the claims 1 to 12,
characterized in such manner,
 that the rolling curve sections (9) of the driven gear wheel (3) exhibit at the points of intersection (17) concave, unilaterally bent adjustment curves (16) tangentially touching the rolling curve sections (9).

14. Chain drive according to any of the claims 1 to 13,
characterized in such manner,
 that instead of the tangential transition arcs (16) to the rolling curves (9a) doublesidedly bent adjustment curves (18) lie within tangential touching points (19) on the continuous rolling curve sections (9).

15. Chain drive according to claim 14,
characterized in such manner,
 that the adjustment curves (18) are symmetrical and can be described mathematically by at least a polynom of fourth order or a modified trigonometric function of at least of the form $x \sin x$.

16. Chain drive according to any of the claims 14 or 15,
characterized in such manner,
 that the adjustment curves (18) and the transition arcs (16) exhibit at the angle of the intersection point (17) of the continuous rolling curves (9) a radius of curvature, which is equal to or greater than the radius of the manufacturing tool (20).

17. Chain drive according to any of the claims 1 to 16,
characterized in such manner,
 that the driven gear wheel (3) is fabricated in at least two pieces separated at the points of intersection (17), in such a way that the assembly of a primary part (21) and a secondary part (22) results without transition arcs (16) or adjustment curves (18) in concave sharp rolling curve intersections (23).

18. Chain drive according to claims 1 to 17,
characterized in such manner,
 that every second rolling curve section (9) is absent and an arc gap (24) is radially reduced down to a centering radius (25).

19. Chain drive according to claim 18,
characterized in such manner,
 that the arc gap is usable both as tool recess and as centering means for the respective complementary part.

20. Chain drive according to any of the claims 1 to 19,
characterized in such manner,
 that the partial regions with transition arcs (16) or adjustment curves (18) with supposedly not compensative polygonal effects can be compensated by one gear mesh or the next higher noncircular driven gear wheels (3a) and driving gear wheels (4a) by a circumferentially correctly positioned arrangement of

transition arcs (16) with correct gear ratio relative to the centered driven gear wheels (3a) and driving gear wheels (4a).

Applicant:

21.01.2001

O.Univ.-Prof.Dipl.-Ing.
Dr.techn. Jörg Oser
Rudolfstraße 35
A-8010 Graz

OS0120 / FI.

Summary

Chain drive with pivot steel chains or round steel chains as traction mechanism for spur gears driving a polygonal chain sprocket

A chain drive with pivot steel chains (7) or round steel chains (8) for spur gears (2) with a polygonal chain wheel (10) and means to reduce variations of velocity and acceleration transferred to the chain wheel (10) provides for this purpose, that the driven gear wheel (3) and the driving gear wheel (4) consist of noncircular gear wheels with such gear ratio adjustment, that the driving gear wheel (4) is put in such a position to the driven gear wheel (3) that the respective smaller angular velocity coincides with the corners (29a) of the polygon of the chain sprocket (29) and the respective increased angular velocity occurs at the middle of a polygonal straight line (29b).

Attached: Fig. 2

=====

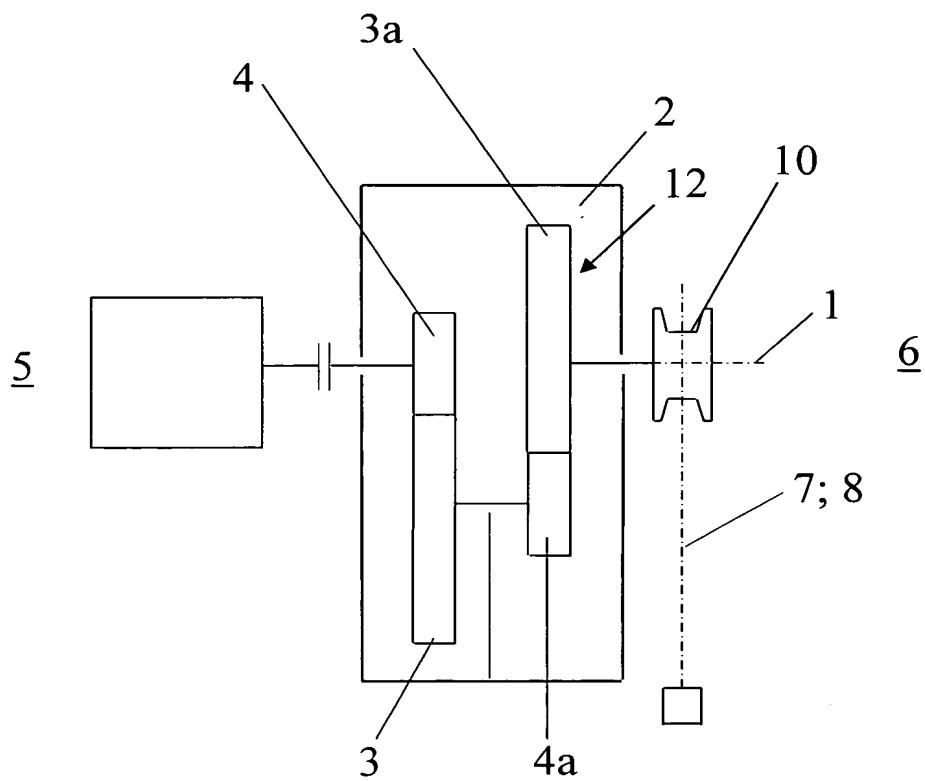
With reference to my official oath as an interpreter and translator I hereby certify that the above (overleaf) translation from G E R M A N into E N G L I S H is in full correspondence with the ~~original~~ + copy/attested true copy before me.

Mag. Hans Rabl
Schießstattgasse 58
8010 Graz, Tel. 81 00 65

(Mag. Hans Rabl)

GRAZ/AUSTRIA, November 29th, 2001

FIG. 1



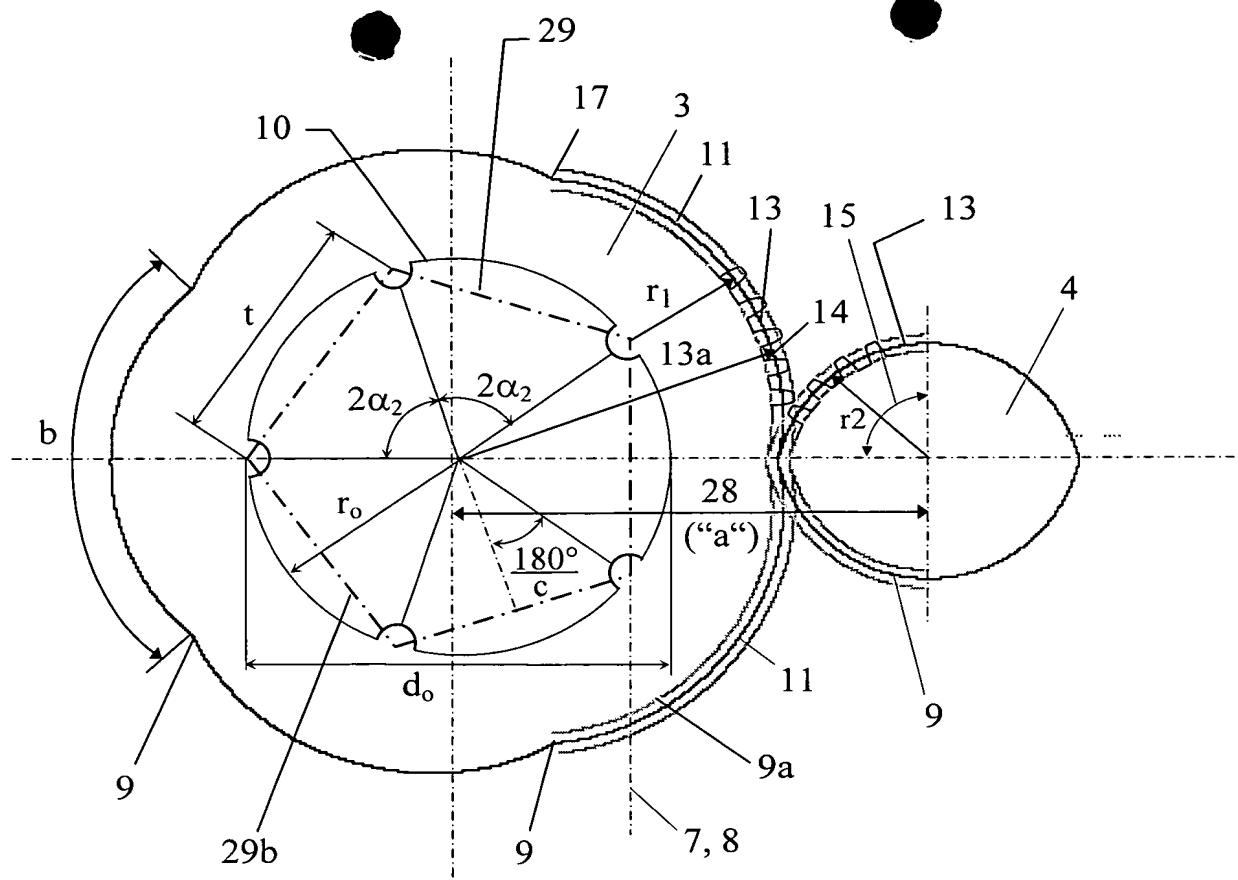


FIG. 2

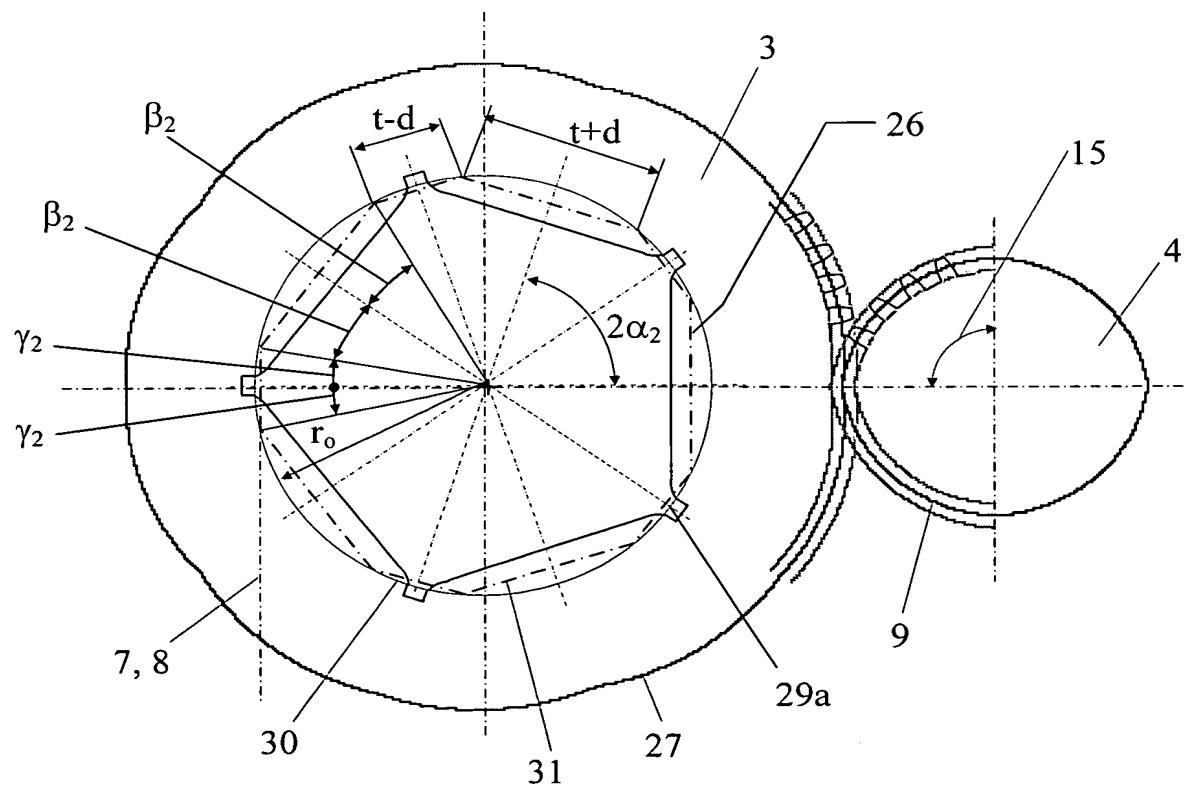


FIG. 3

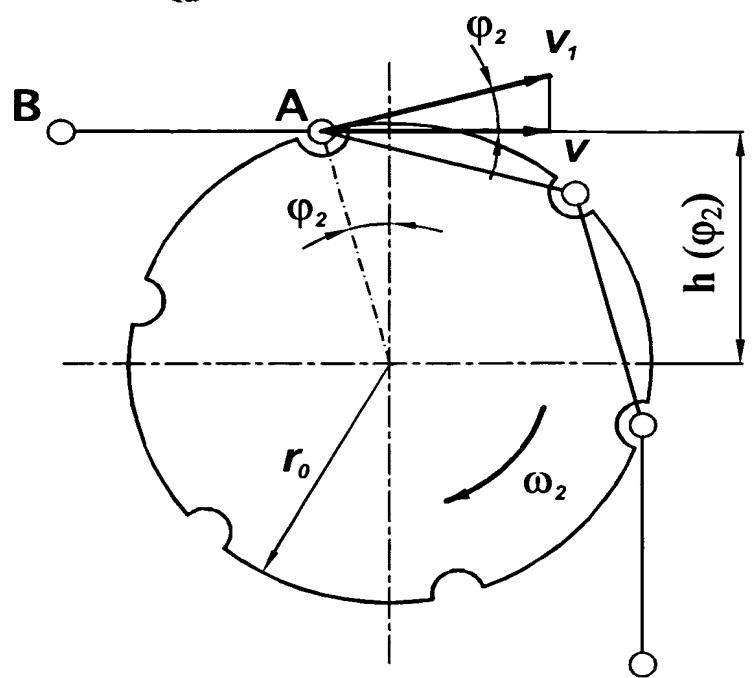


FIG. 4

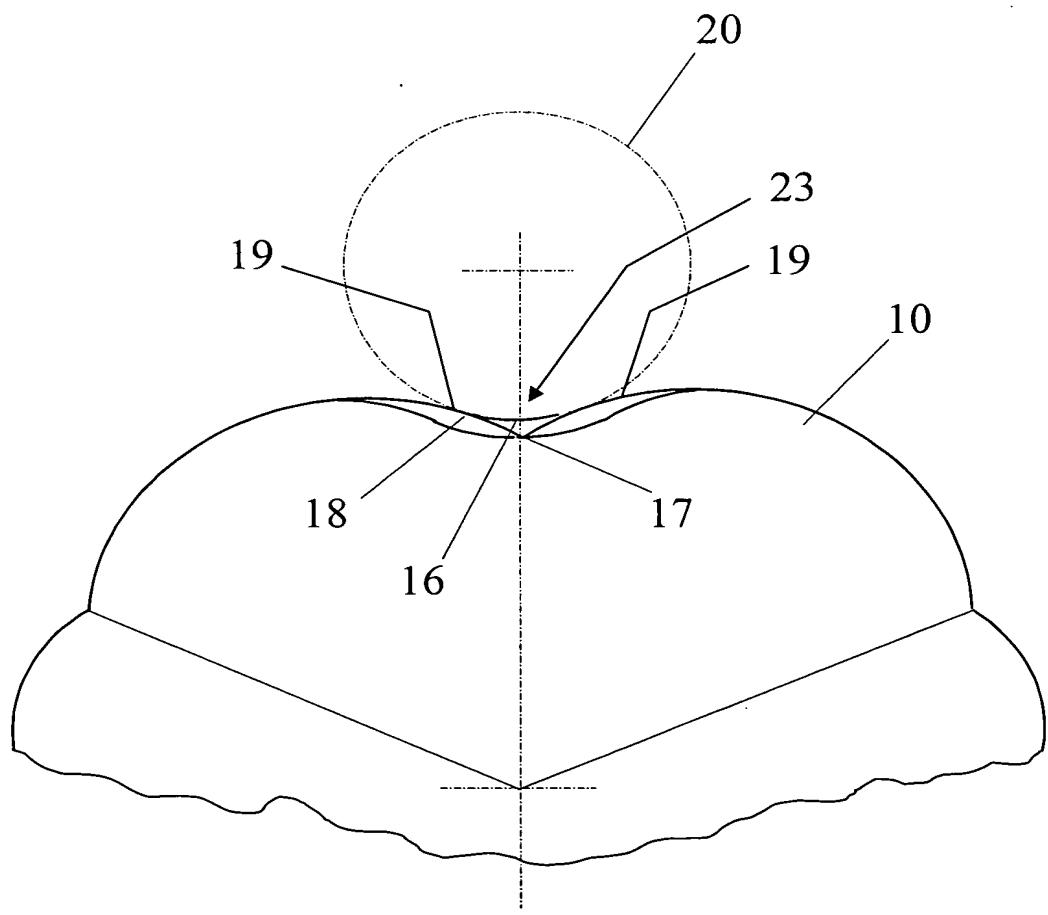


FIG. 5

FIG. 6A

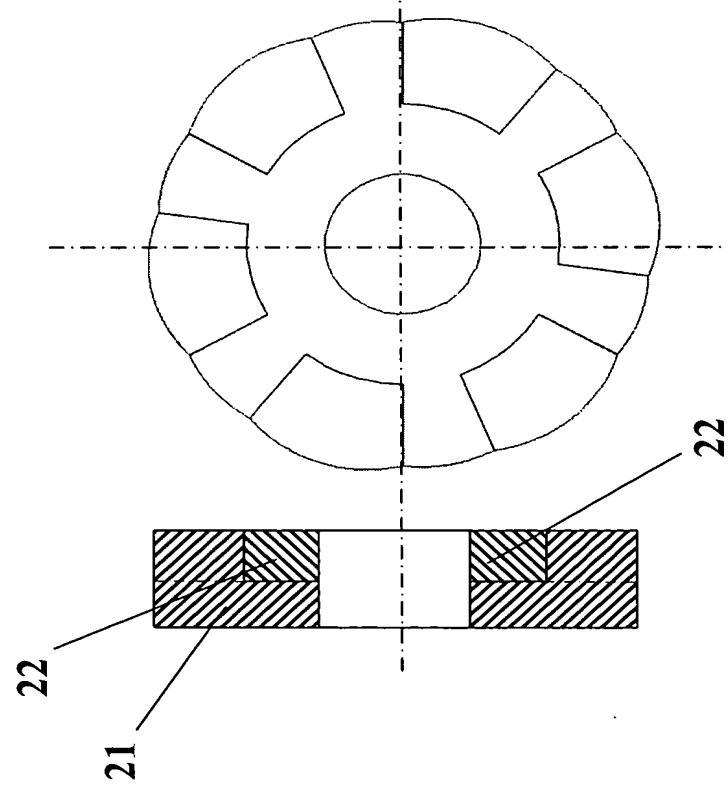


FIG. 6B

FIG. 6C

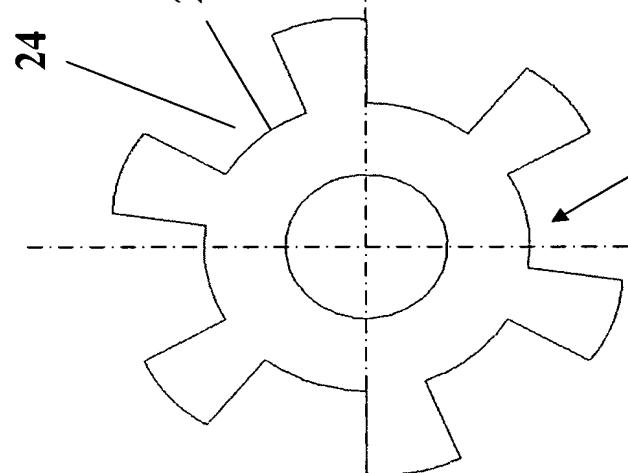


FIG. 6D

